№ 9. Warszawa, 25 września 1932 r. Rok X.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. JAN KORASIEWICZ.

ODBIÓR GWARANCYJNY SILNIKA DIESEL'A 800 KM

Elektrownia miejska w Kaliszu daje prąd w celach oświetleniowych i przemysłowych. Mimo obciążenia przemysłowego występują szczyty wieczorne i przekraczają mniejwięcej czterokrotnie średnie obciążenie. Istniejący zespół maszyn elektrowni składał się z dwuch silników spalinowych o łącznej mocy 900 *KM* i turbiny wodnej 100 *KM*. Chodziło o ustawienie dodatkowego zespołu w celu spokojnego pokonywania szczytów. Z warunków tych wynikało, że musi to być zespół zdolny w każdej chwili do uruchomienia.

Zarząd elektrowni zdecydował się na silnik Diesel'a. W dalszym ciągu ekonomiczne wyzyskanie silników miało się przedstawiać w następujący sposób: turbina wodna jest stale obciążona do maximum swej mocy, zależnego od stanu wody, a ponadto uruchamia się silniki spalinowe w takich kombinacjach, by pracowały przy pełnem obciążeniu.

Silnik dostarczony przez Stocznię Gdańską posiadał następujące dane charakterystyczne:

Moc 800 *KM*.
Ilość obrotów — 214 *obr/min*.
Ilość cylindrów — 6.
Średnica cylindra — 460 *mm*.
Skok tłoka — 660 *mm*.

Silnik czterosuwowy, bezsprężarkowy z komorą wstępną spalania, chłodzone cylindry i częściowo kadłuby zaworów wylotowych, smarowanie łożysk pierścieniowe, smarowanie cylindrów olejem pod ciśnieniem, czop tłokowy smarowany olejem zbieranym z cylindrów.

Bezpośrednio za kołem zamachowem silnika Diesel'a umieszczona była dostarczona również przez Stocznię Gdańską prądnica firmy „Compagnie de Fivers-Lille. Ateliers de de Givors typ *D* 28/700 Nr. 11888.

Ze strony zarządu elektrowni żądano objęcia dostawy całego zespołu przez jedną firmę, by mieć do czynienia z jednym tylko dostawcą, od którego możnaby wymagać spełnienia warunków dostawy, dotyczących tak prądnicy, jak i silnika i aby nie spotkać się z usiłowaniem zrzucania odpowiedzialności przez jednego dostawcę na drugiego.

Dane charakterystyczne tej prądnicy są następujące: napięcie 3000 *V*; największe natężenie prądu 135 *A*; ilość okresów 50 na *sek*; ilość obrotów $n = 214$ na minutę.

Moc 700 *kVA*, co przy $\cos\varphi = 0{,}8$ odpowiada 560 *kW*.

Wzbudnica, wykonana przez wyżej wspomnianą firmę (Nr. 11889, typ *OE* 490), zbudowana została na moc 16 *kW* przy 110 *V* i 145 *A*.

Sprawności prądnicy nie podał dostawca dostatecznie ściśle według obowiązujących norm elektrotechnicznych. Ścisłość określenia tej sprawności była rzeczą zasadniczej wagi, ponieważ gwarancje odnośnie zużycia paliwa zostały określone w *gr/KMh* mierzoną na sprzęgle. Materjałem, służącym za podstawę do określenia sprawności prądnicy były protokuły odbiorcze, sporządzone na stacji próbnej w Givors. Wynikało z nich, iż pomiar strat wykonany był przy wzbudzeniu obcem, a zatem bez uwzględnienia sprawności samej wzbudnicy oraz strat omowych w oporniku szeregowym, regulującym wielkość prądu wzbudzania, co należałoby wziąć pod uwagę w wypadku, gdy wzbudzanie jest własne. Ponadto protokuły te podawały rozkład strat przy $\cos\varphi = 0{,}8$, podczas gdy pomiary odbiorcze silnika wymagały określenia sprawności prądnicy przy $\cos\varphi = 1$.

Przeprowadzono więc przy pomocy precyzyjnych instrumentów (w czasie ścisłych pomiarów odbiorczych) dodatkowe badania strat wzbudzania, oraz przeliczono straty w miedzi twornika odpowiednio do innego $\cos\varphi$. W ten sposób opierając się na do-

starczonych przez dostawcę krzywych sprawności prądnicy w zależności od obciążenia ustalono następującą zależność między mocą elektryczną mierzoną na zaciskach prądnicy w *kW*, a mocą efektywną, mierzoną w *KM* na wale Diesel'a.

Moc na zaciskach generatora przy $\cos\varphi=1$ *kW*	Sprawność generatora przy $\cos\varphi=1$ η	Moc na sprzęgle silnika *KM*
607,5	0,939	880
551,1	0,937	800
408,9	0,927	600
267,3	0,909	400

Nadmienić należy, że sposób określania powyższej zależności ustalono w czasie spisywania protokułu wstępnego,

W czasie pomiarów posługiwano się dla określenia mocy precyzyjnemi cechowanemi watomierzami Nr.Nr. 2293068 i 2293069 firmy Siemens i Halske.

Dla mierzenia mocy wzbudzania użyto ampero - woltomierza Nr. 2161748 również firmy Siemens i Halske.

Prądnicę obciążono w czasie pomiarów opornikiem wodnym, zanurzonym w rzece; dzięki obfitości przepływu uzyskano dość stałą temperaturę wody i małe wahania mocy.

Prócz tego przeprowadzono dodatkowo badania prądnicy w celu zdjęcia charakterystyki biegu jałowego (zależność napięcia od prądu wzbudzającego), która naogół miała przebieg zgodny z krzywą, dostarczoną przez wytwórnię.

Wzbudnica pracowała prawidłowo, przyczem iskrzenie szczotek było nieznaczne, temperatura zaś uzwojeń, aczkolwiek dość wysoka, nie przekraczała dopuszczalnych granic.

Regulacja prądu wzbudzania odbywała się prawie wyłącznie zapomocą szeregowo włączonego w obwód opornika; połączenie takie wywołuje dość znaczne straty na ciepło Joule'a i wiele energji ginie bezużytecznie; stąd w badanej prądnicy w bilansie ogólnym straty wzbudzania zajęły poważne miejsce.

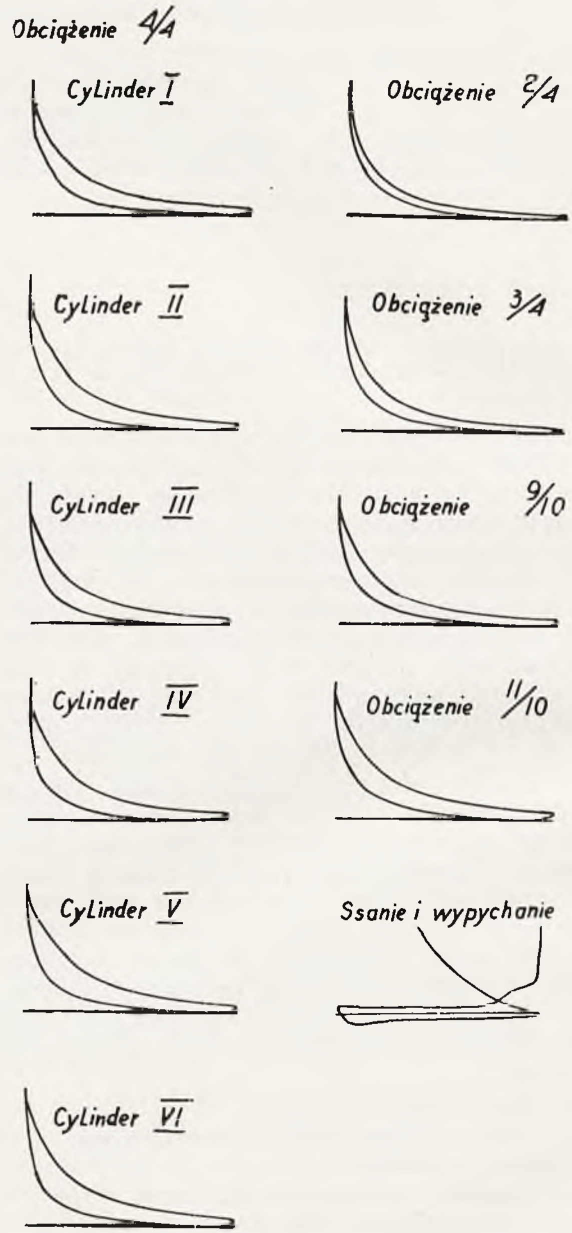
Możnaby, jak to zwykle się stosuje, wielkość prądu wzbudzenia regulować, zmieniając napięcie wzbudnicy, a więc przy pomocy opornika bocznicowego, działającego na wielkość prądu magnesującego samej wzbudnicy, zmniejszając w ten sposób znacznie straty wzbudzania.

Przed przystąpieniem do pomiarów spisano protokuł wstępny w którym, jako podstawę prób odbiorczych przyjęto normy, uchwalone przez *PKN* oznaczone

$$\frac{PN}{k - 301}$$

W protokule wstępnym ustalono pozatem zakres prób odbiorczych i badania silnika zgodnie z dalszym opisem.

Próba odbiorcza silnika, opisana w niniejszym artykule przeprowadzona była w $2^1/_2$ roku po jego dostarczeniu.



Rys. 1

Przy uruchomieniu, po ustawieniu silnika, nastąpił znany wypadek z kołem zamachowem, opisany i dyskutowany na łamach *Techniki Cieplnej*. Po ponownem uruchomieniu silnik pracował przez półtora roku na sieć miejską.

Ścisłe pomiary zużycia paliwa zostały poprzedzone 72-godzinną nieprzerwaną pracą na sieć. Chodziło o stwierdzenie, czy silnik po dokonaniu wymienionego remontu i pewnych zmian konstrukcyjnych jest niezawodny w ruchu i czy nie zachodzi rozregulowywanie.

W tym czasie dokonano dwóch pomiarów próbnych, orjentacyjnych. Zaznaczyć należy, że w trzecim dniu tej pracy silnik był bardzo słabo obciążony.

Po zatrzymaniu silnika i wyjęciu iglic, obejrzano komory wstępne, przyczem skonstatowano zanieczyszczenie ich w różnym stopniu.

Po czterogodzinnym postoju uruchomiono ponownie silnik, obciążając go oporem wodnym, a po rozgrzaniu się zespołu w ciągu dwóch godzin przystąpiono do pomiarów ścisłych zużycia paliwa.

Ilość ropy mierzono zwykłym sposobem, obserwując moment oderwania się zwierciadła ropy od igły w małym zbiorniku, do którego wlewano odważone porcje po 20 *kg*. Pobierano też średnią próbkę ropy, której późniejsza analiza wykazała dolną wartość opałową. 10053 *kal/kg*. Zarówno przy pomiarach próbnych, jak i podczas ścisłych pomiarów zdejmowano wykresy indykatorowe w celąch informacyjnych z sześciu cylindrów równocześnie. Chodziło o zbadanie rozdziału pracy na poszczególne cylindry i jego zmian, tj. o sprawdzenie czy silnik nie rozregulowywuje się.

Pomiary ścisłe przeprowadzono przy obciążeniach $^2/_4$, $^3/_4$, $^{11}/_{10}$ i $^9/_{10}$. Obciążenia $^{11}/_{10}$ i $^9/_{10}$ miały służyć dla celów informacyjnych, jako nie objęte gwarancjami. Starano się mianowicie znaleźć minimum krzywej, wykazującej zależność zużycia paliwa na konia—godzinę od obciążenia, czyli obciążenie, przy którem jednostkowe zużycie paliwa będzie najmniejsze. Po przeciążeniu powtórzono pomiar na pełne obciążenie w celu porównania wyników. Zestawienie wyników pomiarów wstępnych i ścisłych przedstawia następująca tabela.

	wstępny		ś c i s ł y					
Pomiar	1	2	1	2	3	4	5	6
Obciążenie nominalne	—	—	$^4/_4$	$^9/_{10}$	$^3/_4$	$^2/_4$	$^{11}/_{10}$	$^4/_4$
Czas pomiaru min.	68	43	66'45"	33'27"	30'27"	41'55"	26'36"	37'08"
Moc na zaciskach generat. *kW*	541,73	555,9	553,11	498,6	409.73	268	604,08	551,52
Sprawność generatora			0,937	0,934	0,927	0,909	0,939	0,937
Liczba obrotów			217	217	217	216	216	216
Moc efektywna *KM*	786,3	806,8	808,8	726	601,1	401,33	874,9	800,5
Zużycie paliwa *kg/h*	161,32	163,8	161,08	143,12	117,95	86,06	180,84	160,58
Zużycie paliwa *g/kWh*	297,8	294,6	287	277	288	321	298,7	287
Zużycie paliwa *g/KMh*	205,1	203	200,6	197.1	196,2	214,6	206,7	200,6
Temperatura wody wchodz.			2	2	2	2	2	2
Temperatura wody wychodz.			44	49	50	55	60	61

Załączone wykresy indikatorowe (rys. 1), wskazują przebieg pracy w jednym z cylindrów przy wszystkich obciążeniach, oraz równoczesny przebieg pracy we wszystkich cylindrach przy pełnem obciążeniu (pomiar 6).

Dodatkowo umieszczono jeden z wykresów zdjętych słabą sprężyną, wykazujących pewną nieprawidłowość rozrządu.

Zużycie smaru mierzone w czasie próbnych i ścisłych pomiarów wynosiło średnio (niezależnie od obciążenia) 3,148 *kg/h*, co w stosunku do pełnej mocy wynosi 4 *g/KMh*.

Po zakończeniu pomiarów mocy i zużycia paliwa przystąpiono do badania regulacji silnika. Zestawienie tego badania przedstawia się następująco:

początkowe obciążenie *kW*	Odciążenie do *kW*	Liczba obrotów		
		Początkowa	Maksymalna	Ustalona
560	0	217	231	221
Zmiana liczby *obr/min.*		—	14	4
„ „ „ %		—	6,45	1 84

Przy dociśnięciu dodatkowej sprężyny regulatora podczas biegu jałowego silnika stwierdzono wzrost liczby obrotów do 243 *obr/min*, co stanowi 13% podwyższenia w stosunku do normalnej liczby obrotów. Wobec tego zaniechano przeprowadzenia przewidzianej w protokule wstępnym powtórnej próby

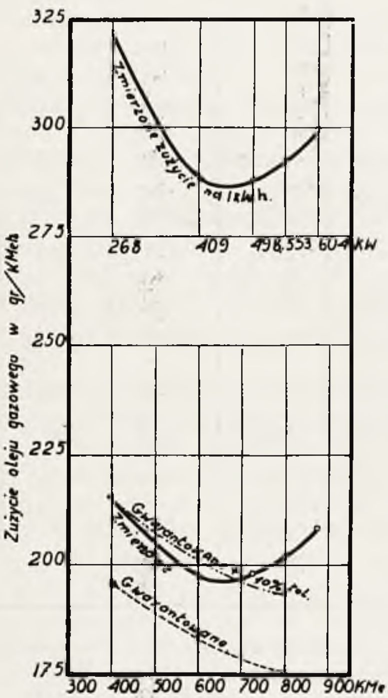
zrzucania obciążania przy dociśniętej powyższej sprężynie.

Następnie rozebrano jeden cylinder, wybrany przez rzeczoznawcę i obejrzano tłok z pierścieniami, gładź cylindrową, głowicę, czop tłokowy i łożysko korbowodu.

Poniższa tabela podaje zestawienie odchyleń pomiędzy gwarantowanem, a zmierzonem zużyciem ropy w punktach gwarantowanych.

Obciążenie	$^{2}/_{4}$	$^{3}/_{4}$	$^{4}/_{4}$
Gwarantowane zużycie + 10% tolerancji *g/KMh*	214,5	200,2	192,5
Zmierzone zużycie *g/KMh* . .	214,45	196,2	200,6
Odchylenie w *g/KMh*	— 0,05	— 4	+8,1
" %	-	— 2	+ 4

Załączone wykresy zużycia paliwa (rysunek rys. 2) wykazują, że najekonomiczniej pracuje silnik pod obciążeniem, wynoszącem około $^{9}/_{10}$ pełnej mocy.



Rys. 2

W związku z powyższem sprawozdaniem nasuwają się pewne ogólne zasadnicze uwagi na temat trudności, występujących przy odbiorach zespołów silnikowo - prądnicowych. Odbiór obejmuje zwykle sam silnik bez prądnicy. Gwarancje zużycia paliwa odnoszą się do mocy, mierzonej na sprzęgle silnika. W warunkach, gdy moc mierzy się na zaciskach prądnicy, obowiązkiem rzeczoznawcy jest dopilnowanie jaknajbardziej zgodnego z rzeczywistością rozdziału strat na silnik i prądnicę, aby wyprowadzić rzeczywistą sprawność badanego silnika. Ponieważ sprawność zespołu równa się iloczynowi sprawności silnika i prądnicy.

$$\eta \text{ zespołu} = \eta \text{ silnika} \times \eta \text{ prądnicy},$$

przeto niesłuszne przyjęcie nadmiernej sprawności prądnicy obniża fikcyjnie sprawność silnika i odwrotnie. Zważywszy, że przy większych jednostkach mierzenie mocy da się uskutecznić jedynie na zaciskach prądnicy, jasnem jest, że sprawiedliwa ocena sprawności silnika jest możliwa jedynie przy ściśle określonej sprawności prądnicy dla wszelkich możliwych obciążeń. Z pomiarów mocy na zaciskach prądnicy oraz zużycia ropy wyprowadza się η zespołu, a dzieląc tę ostatnią przez znane η prądnicy ustala się w ten sposób η silnika, względnie zużycie ropy na *KMh* oddaną sprzęgłu. Sprawność prądnicy podaje zwykle firma budująca, a ścisłe sprawdzenie podanej wartości na miejscu po wbudowaniu prądnicy jest niemożliwe. Według norm niemieckich V. D. E. sprawność prądnicy obejmuje wszystkie straty sumarycznie. Do strat tych należą: 1) straty biegu jałowego (tarcie w łożyskach, wentylacja, straty w żelazie), 2) straty w miedzi statora, 3) straty wzbudzania. Część ich można ustalić tylko drogą doświadczalną, napędzając silnikiem elektrycznym prądnicę biegnącą luzem, natomiast drogą obliczeniową ściśle określić się one nie dadzą.

Oczywiście droga doświadczalna po ustawieniu zespołu na miejscu pracy jest wykluczona, a ponieważ przy odbiorze gwarancyjnym tylko ściłe wartości mogą mieć zastosowanie, pozostaje jedyne wyjście: dostawca prądnicy musi podać rzeczywistą i całkowitą jej sprawność przy różnych obciążeniach i przy różnych cos φ, zaś dostawca silnika musi ją przed dostawą zaakceptować, by nie mógł kwestjonować później wartości, których na miejscu pracy sprawdzić niema sposobu. Nacisk przytem należy położyć na to, by podana sprawność była rzeczywistą, gdyż solidne firmy sprzedając prądnicę, podają dla pewności sprawność jej nieco niższą, co może spowodować przy odbiorze silnika otrzymanie podejrzanie niskich cyfr zużycia paliwa na 1 *KMh*.

Zagadnienie sprawiedliwego rozdziału sprawności zespołu pomiędzy silnik i prądnicę komplikuje się ponadto, gdy brak łożyska między kołem zamachowem, a prądnicą jak również, gdy wogóle brak koła zamachowego. Bezsprzecznie całość stanowi silnik z kołem zamachowem, opartem na dwu łożyskach i gwarancje zużycia ropy powinny teoretycznie odnosić się do mocy mierzonej na sprzęgle za drugiem, licząc od silnika łożyskiem koła zamachowego. W zespole silnikowo-prądnicowym rolę koła zamachowego spełnia częściowo lub częstokroć nawet w zupełności prądnica. Sprawność jej staje się przez to nieco

mniejszą (z powodu zwiększonego ciężaru), natomiast podwyższa się sprawność silnika bez specjalnej zasługi jego dostawcy. Dzieje się to tylko dzięki wyzyskaniu szczególnych warunków instalacji, a mianowicie, dzięki temu, że straty powodowane oporem wentylacyjnym koła zamachowego i tarciem jednego łożyska przenoszą się obecnie częściowo lub w zupełności na prądnicę, a powstałe podniesienie sprawności silnika nie może być liczone w poczet zasług jego konstrukcji. Gdyby silnik miał służyć np. do napędu transmisji musianoby bezwzględnie wbudować koło zamachowe i drugie łożysko, a wtedy sprawność silnika obniżyłaby się. Aby tę niższą, właściwą, sprawność wypośrodkować, należałoby raczej postępować w następujący sposób: moc mierzoną na zaciskach prądnicy dzielić przez całkowitą sprawność prądnicy, przyjmując jednak tę sprawność wyższą, a mianowicie odpowiadającą lżejszej prądnicy, nie potrzebującej równocześnie spełniać roli koła zamachowego; następnie od mocy tak wyliczonej odejmować pewną moc, zużywaną przez normalne opory koła zamachowego silnika i dopiero do tak otrzymanej mocy odnosić zużycie ropy. Postępowanie jednak tego rodzaju przy odbiorze gwarancyjnym jest niemożliwe, gdyż ścisłe określenie przy odbiorze wartości, o jaką należałoby podwyższyć η prądnicy oraz mocy, jakąby zużywały opory normalnego koła zamachowego nie da się przeprowadzić. Dlatego należy wziąć pod uwagę praktyczną stronę zagadnienia. Otóż zakład przemysłowy, nabywający motor Diesel'a w celu napędu prądnicy najprawdopodobniej w innym celu używać go nie będzie, nie obchodzi go więc pytanie, ile motor zużywałby ropy, gdyby musiało być wbudowane dodatkowo koło zamachowe. Interesujące jest jedynie zużycie ropy na *kWh* mierzoną na zaciskach. Ponadto, zważywszy niemożliwość sprawiedliwego rozdziału strat pomiędzy silnik i prądnicę wobec trudności pozbierania oporów koła zamachowego, które się rozdzieliły, przeszedłszy częściowo na prądnicę, najcelowszem wydaje się zamawianie u jednego dostawcy całego zespołu i wymaganie gwarancji zużycia paliwa odnośnie do mocy mierzonej na zaciskach. Wtedy odbiór nie nastręcza kwestyj spornych, a gwarancje mogą być ściśle sprawdzone.

Inż. ADAM EMIL SIERZPUTOWSKI.

O RACJONALNYM SPOSOBIE PROJEKTOWANIA POŁĄCZEŃ, PRACUJĄCYCH W WYSOKICH TEMPERATURACH, ORAZ O WARUNKACH NAJWIĘKSZEJ ICH TRWAŁOŚCI

Pod tym tytułem podaję nowoczesny pogląd w ujęciu głównie Baumanna na najważniejsze zagadnienie, które powstało z zastosowania do napędu silników parowych wysokoprzegrzanej pary. Artykuł niniejszy raczyli uzupełnić swemi cennemi uwagami pp. prof. dr. Witold Broniewski i prof. dr. Wiesław Chrzanowski

Literatura:

K. Baumann. Some considerations affecting future development of the steam cycle. Engineer. Vol. 150 (1930) p. 518 a. f.; s. a. Z. Bd. 75 (1931) S. 145.

Marguerre. Hohe Dampftemperaturen. V. D. I. Nr. 12 (1932).

Tapsell. Creep of Metals London (1931).

Galibourg. Les metaux aux températures élevées.

W okresie ubiegłych lat kilkunastu zaznaczyła się przy projektowaniu nowych parowych urządzeń siłowych skłonność do znacznego zwiększenia prężności i temperatury użytkowanej pary.

Dążność ta podyktowana możliwością osiągnięcia lepszego efektu w wykorzystaniu wysokoprężnej, silnie przegrzanej pary, wywołała potrzebę zmian konstrukcyjnych w urządzeniach, służących do jej wytwarzania i wykorzystania, wysunęła szereg nowych zagadnień, oraz potrzebę nowych badań, poszukiwań.

Jednym z najstarszych w Europie przykładów takiego kierunku są zakłady o wielkiej mocy i ciśnieniu w Mannheim, w których od wielu lat stosuje się praktycznie temperaturę pary 470°C i dotychczas wyprodukowała ta siłownia takiej pary około $1^1/_4$ miljona tonn.

Niewątpliwie zagadnieniem, które wysunęło się na czoło innych, którego rozwiązaniem uwarunkowany został dalszy, w powyższym kierunku rozwój wielkich instalacyj siły parowej, jest sprawa doboru odpowiednich, względnie zastosowania nowych materjałów na wyrób części maszyn, pracujących w wysokich temperaturach.

Istotnie w ciągu ostatnich lat dziesięciu badania nad zachowaniem się materjałów, pracujących w temperaturze znacznie wyższej, niż ta, w której wykonywuje się normalne próby wytrzymałościowe, doprowadziły do ciekawych rezultatów. Okazało się, że klasyczne metody analizy rozkładu naprężeń i odkształceń, na których wsparła się nauka o wytrzymałości materjałów nie są ścisłe.

Doświadczenie wykazało, iż prawo Hooka nie jest ważne w wysokich temperaturach, co najwyżej możnaby je stosować przez bardzo krótki okres czasu użytkowania materjału. Tworzywo obciążone w wysokiej temperaturze odkształca się bardzo powoli, lecz nieustannie, co nazwano „pełzaniem" przyczem szybkość takiego odkształcenia, czyli stopień pełzania należy od gatunku tworzywa, temperatury i wysokości naprężeń pod wpływem i w kierunku których materjał obciążony pełznie.

Miarą szybkości pełzania materjału jest wydłużenie liczone na jednostkę długości i godzinę.

Niedawno jeszcze w wyniku badań prof. Lea nad pełzaniem materjałów ustaliło się ogólne mniemanie, iż dla dowolnej temperatnry istnieje odpowiednie graniczne naprężenie, poniżej którego materjał obciążony przestanie po pewnym czasie pełznąć i utrzyma się już nadal w stanie równowagi odkształconej.

Pogląd ten zgadzał się z innym, iż słabsze albo bardziej obciążone kryształy materjału, pracującego w wysokiej temperaturze, ustępują kolejno, aż całe obciążenie rozłoży się równomiernie na pracujący przekrój, który będzie mógł je nadal znieść już bez dalszych zmian.

Jeżeli, co naogół ma miejsce, naprężenia w materjale elementu konstrukcyjnego natychmiast po obciążeniu go rozłożą się nierównomiernie, to części poddane silniejszym naprężeniom będą pełzać w wyższym stopniu i po upływie pewnego czasu materjał będzie bardziej równomiernie obciążony, niż był początkowo.

Nasuwa się jednak teraz pytanie, czy można bezkarnie przekroczyć to graniczne naprężenie na pełzanie i czy wogóle ono istnieje.

Istotnie jeszcze kilka lat temu wielu badaczy zakładało w braku dostatecznie czułych aparatów, iż granica pełzania jest już osiągnięta, gdy stopień pełzania nie przekracza 10^{-6} na godzinę t.j. wtedy, gdy materjał się wydłuża pod wpływem i w kierunku naprężenia rozciągającego wolniej, niż jedna miljonowa część chwilowej długości na godzinę.

Ostatnie badania na ulepszonych aparatach okazały, iż materjał może pełznąć przez dłuższy czas w stopniu 10^{-8} t.j. jedną miljonową część długości w ciągu 100 godzin pod obciążeniem, które było znacznie niższe od tego, które dotychczas uważano zagranicę pełzania.

Te doświadczenia w zupełności potwierdziły przewidywania W. R. Bailey'a, iż granica pełzania powyżej pewnej temperatury w rzeczywistości nie istnieje.

Że ustalono to względnie niedawno, należy przypisać to temu, iż nasze doświadczenie w tej dziedzinie ograniczało się jak dotąd do normalnych warunków temperatury; wszak filary żelazne pozostawały pod obciążeniem w ciągu wielu generacyj nie tracąc swego pierwotnego kształtu.

Musimy zatem założyć zupełnie ogólnie, iż każde tworzywo metalowe w odpowiedniej temperaturze może zmienić swe własności fizyczne w tym sensie, iż wogóle niemożliwy jest wówczas dla niego stan równowagi odkształconej.

Fakt ten o doniosłości raczej teoretyczno-poznawczej nabrał dopiero na znaczeniu, gdy zakres naszej praktyki technicznej rozszerzył się na dziedzinę wysokich temperatur. Konstruktor stanął wobec zjawiska bardzo powolnego wprawdzie, ale nieustającego na chwilę pełzania metalu, któremu zapobiec nie miał sposobu, a który prowadził nieuchronnie do niedopuszczalnych odkształceń i zmiany przepisanych wymiarów. Projektujący zmuszony został zatem do pogodzenia się z myślą, iż elementy jego konstrukcji będą się ciągle odkształcać pod obciążeniem, któremu zostały poddane; zaczął zatem nadawać im odpowiednio sowite przekroje, aby zmiana kształtów, wymiarów, przyjętych pasowań nie przekroczyła dozwolonych granic przed upływem przepisanego maszynie czasu jej życia.

Taki jest zresztą punkt widzenia Baumanna na dozwolone obciążenie materjału pracującego w wysokiej temperaturze.

Nie tylko zatem musimy wiedzieć, czy np. materjał rury parowej, lub rurek przegrzewacza pary wytrzyma bezpiecznie pewne naprężenie, ale i również ile czasu upłynie nim ich długość i ich średnice wzrosną do tego stopnia, iż stanie się niezbędna ich wymiana.

Taki punkt widzenia otwiera odrębną klasę zagadnień, rozwiązanie których uwarunkowane jest oczywiście posiadaniem odpowiedniego materjału cyfrowego, a ten zaczynamy dopiero zbierać.

Zapoczątkowany został przytem nowy sposób projektowania, polegający na tem, iż zaczęto zgóry zakładać czas życia różnych elementów konstrukcyjnych.

Podamy przykład jednego z takich zagadnień, możliwie prosty. Weźmy naprzykład pod uwagę śruby łączące sztywne kołnierze dwóch rur parowych. Początkowo zawdzięczając to sprężystości materjału śrub, przyleganie kołnierzy jest dobre. Nakrętki bowiem zostają tak dociągnięte, aby w połączeniu pano-

wało naprężenie wstępne. Pod stałem jednak obciążeniem, pochodzącem od prężności pary, śruby nagrzane do wysokiej temperatury będą się nieustannie wydłużać, aż do chwili, w której będą posiadały dostateczną długość, by całkowicie zelżała ścisłość połączenia kołnierzy, a nawet utworzyła się nieszczelność.

W wypadku omawianym wystarczy oczywiście nakrętki podokręcać, aby ścisłość połączenia kołnierzy przywrócić. Ale nie to jest istotne. Faktem jest, iż pewne wymiary uległy zmianie w czasie i to do tego stopnia, iż zespół konstrukcyjny przestał normalnie funkcjonować. Tak jak śruby może się również zmienić długość każdej części innego zespołu, pracującego w wysokiej temperaturze, a sposób zaradzenia złu przez proste zastosowanie klucza do nakrętek nie zawsze jest możliwy.

Nie tak łatwo np. dałoby się zaradzić obluzowaniu się wirnika, nasadzonego ze skurczem na wał turbiny, albo wydłużeniu się rury parowej.

W podobnym wypadku projektujący może osiągnąć, co najwyżej to, iż zespół pracować będzie w wysokiej temperaturze przez określony zgóry okres czasu, po upływie którego trzeba go będzie zastąpić innym.

Zdecydowawszy zatem jak długi to ma być okres, musi on ograniczyć naprężenia, aby pełzanie materjału w wysokiej temperaturze nie spowodowało niedozwolonej zmiany wymiarów przed jego upływem.

Jeżeli zatem przepiszemy danej części 100.000 godzin życia i gdy względy konstrukcyjne zmuszą nas do ograniczenia dozwolonego wydłużenia w kierunku działającego naprężenia do 0,1%, wówczas stopień pełzania materjału dla danej temperatury nie może przekroczyć $0.001 : 100000 = 10^{-8}$ na godzinę.

Widocznem się staje, iż wchodzimy w zakres pomiarów przekraczających możliwości zwyczajnego wyposażenia laboratoryjnego.

Jednakże Baumann zwraca uwagę na konieczność posiadania ścisłych danych odnoszących się do stopnia pełzania rozmaitych materjałów używanych w praktyce, gdyż istotnie jego sposób projektowania elementów konstrukcyjnych, pracujących w wysokiej temperaturzn, wymaga znajomości takiego materjału cyfrowego.

Idzie on nawet tak daleko, iż dla materjału na koła wirnikowe, osadzone ze skurczem na wał turbiny, zaleca stopień pełzania 10^{-9} na godzinę.

Długi okres czasu wymagany, aby wykryć tak słabe pełzanie i nadzwyczajna stałość temperatury, w której materjał musi być utrzymywany pod obciążeniem, aby otrzymać wyniki pomiarów wiarogodne, wykraczają daleko od możliwości normalnych warunków pracy badacza materjałów.

Nawet gdybyśmy się ograniczyli do ekstrapolacji rezultatów względnie krótszych pomiarów, to i wówczas wysiłek i czas wymagany będzie większy, niż ten, na który wiele zakładów badawczych może sobie pozwolić.

Jest ponadto bardzo wielka ilość gatunków stali i sposobów jej obróbki termicznej, a dla każdego może być inny stopień pełzania w danej temperaturze. Narazie zatem należałoby ustalić odpowiedni materjał cyfrowy dla podstawowych gatunków stali używanych w praktyce; a może się okazać również, iż da się go uzależnić od innej własności, dającej się łatwiej pomierzyć dla metalowego tworzywa.

W taki, czy inny sposób, z chwilą kiedy będziemy mogli określić z dostateczną dla praktyki dokładnością stopień pełzania danego materjału w danej temperaturze, sposób projektowania elementów konstrukcyjnych, pracujących w wysokiej temperaturze, oparty zostanie na racjonalnej podstawie.

Przyjmując za podstawę zasadę ograniczonego życia takiego elementu, staniemy wobec trzech zmiennych: naprężeń, temperatury i długości czasu prawidłowego funkcjonowania; jeżeli dwie z nich, względami natury konstrukcyjnej, wytrzymałości doraźnej, lub poprostu przemysłowej kalkulacji, dowolnie będą narzucone, trzecia da się przy pomocy odpowiednio zestawionych tablic w zupełności określić. Aktualność i waga tych zagadnień została jednomyślnie podniesiona na zebraniu Północno Zachodniej Sekcji Związku Inżynierów Mechaników, które się odbyło w listopadzie 1930 r. w Manchester w miejscowym Instytucie Technologicznym.

Na zebraniu tem wysłuchano z niezwykłem zainteresowaniem referatu K. Baumanna, poczem rozwinęła się ogólna dyskusja, w której wypowiedziało się wielu wybitnych przedstawicieli sfer naukowych i przemysłowych. Ze względu na olbrzymie zainteresowanie, jakie wzbudził referat K. Baumanna w angielskim świecie technicznym podamy sposób, w jaki rozwiązuje on niektóre z poruszonych przez nas zagadnień.

W wypadku np. obliczania śrub łączących kołnierze rur parowych wprowadza Baumann jako nowy czynnik czas, w którym materjał osiągnie na skutek pełzania wydłużenie równe jego sprężystemu odkształceniu pod danem obciążeniem.

Czas ten może być wyliczony ze wzoru:

$$\frac{f}{E} = C \times T$$

gdzie:

f = naprężenie, któremu materjał jest poddany.

E = moduł sprężystości tworzywa w danej temperaturze.

C = stopień pełzania tworzywa w danej temperaturze.

T = czas wymagany, aby otrzymać na skutek pełzania wydłużenie równe sprężystemu odkształceniu tworzywa pod obciążeniem f.

Jeżeli np. wyżej wspomniane połączenie rur parowych ma funkcjonować 2 lata, czyli okrągło 20000 godzin to:

Przyjmując $E=5000000\ kg/cm^2$, $f=1000\ kg/cm^2$, $T=20000$ godz.

otrzymujemy stopień pełzania

$$C = \frac{f}{T\,.\,E} = \frac{1000}{20000 \times 5000000} = 10^{-8}$$

Takiż stopień pełzania stosować Baumann zaleca w wypadku kadłuba turbiny zakładając, iż maksymalne trwałe odkształcenie w ciągu lat dziesięciu nie przekroczy 0,1% pierwotnej średnicy cylindra. Dla wielu części osadzonych ze skurczem, jak koła wirnikowe na wale turbiny parowej, nawet niższy stopień pełzania musi być przewidziany rzędu 10^{-9}.

Dla części, które nie są znitowane, ani połączone śrubami, mogą jednak być spawane ze sobą, dozwolony może być wyższy stopień pełzania materjału pod warunkiem jednak, iż ewentualna zmiana kształtu, lub wymiarów tej części nie stanie na przeszkodzie jej prawidłowej pracy.

Pełzanie powodujące powiększenie się średnicy rury parowej będzie w myśl powyższego dozwolone, gdy np. wydłużenie rurociągu tą samą przyczyną spowodowane wywołać może dotkliwy kłopot. Jednakże pomiary niedawno wykonane wykazały, iż rurociąg pod ciśnieniem pary odkształca się jedynie na obwodzie, zaś trudności na skutek jego wydłużenia pod wpływem temperatury dają się łatwo opanować przez włączenie do niego części elastycznych.

Wydaje się wobec tego, iż przy projektowaniu rur parowych najracjonalniej jest przyjąć stopień pełzania rzędu 10^{-7}; taką samą cyfrę możnaby przyjąć dla materjału na rurki kotła wodnorurkowego.

Dla materjału na rurki przegrzewacza możnaby dozwolić stopień pełzania 10^{-6}, zaś dla innych jego cześci nawet 10^{-5} pod warunkiem łatwej ich wymienności.

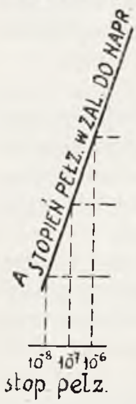
Stosowalność podobnych reguł jest zresztą ograniczona innemi warunkami np. nieprzekraczalności pewnych granicznych naprężeń materjału w danej temperaturze, podzielonych dla bezpieczeństwa przez czynnik wynoszący odpowiednio 3 lub 2 dla granicy płynności względnie granicy odkształceń proporcjonalnych.

Zwykle zakłada się, iż śruby łączące ze sobą kołnierze rur parowych celem zabezpieczenia się przed ewentualną nieszczelnością są dokręcone z pewną siłą. W ten sposób śruby wytwarzają dodatkowe ciśnienie, rozłożone równomiernie na powierzchni przylegania kołnierzy i będące w pewnym stosunku do ciśnienia pary. Jeżeli wyrazi się on liczbą „m“, to całkowite obciążenie śrub wyniesie

$$\frac{\pi D^2}{4} \times p \left[1 + 4\,(m+1)\,\frac{S}{D}\left(1 + \frac{S}{D}\right)\right]$$

gdzie:

p = ciśnienie pary.
D = średnica wewnętrzna rury.
S = szerokość powierzchni przylegania kołnierzy mierzona w kierunku promienia.



Rys. 1

Jeżeli stopień pełzania materjału, z którego są wykonane śruby, zmienia się w zależności od naprężeń według krzywej „A“ na rys. 1, to początkowo śruby zaczną pełzać w kierunku naprężeń bardzo szybko, co zredukuje dodatkową siłę z jaką śruby zostały dokręcone i co z kolei wpłynie na zmianę ich stopnia pełzania.

Na zasadzie danych cyfrowych ustalonych przez Baumanna można obliczyć po jakim czasie połączenie wskutek pełzania stanie się nieszczelne.

Zastępując w przybliżeniu prawidłowe krzywe prostemi.

$$1. \quad . \quad . \quad p = a + b \times lg\left(C \times \frac{\vartheta\,\varepsilon}{\vartheta\,t}\right)$$

p — naprężenie w kg/mm^2

$\frac{\vartheta\,\varepsilon}{\vartheta\,t}$ szybkość pełzania,

zaś „a“ „b“ i „c“ stałe.

Z drugiej strony według prawa Hooka $d\,\varepsilon = -\lambda\,d\,p$, gdzie $d\,\varepsilon$ względne wydłużenie. Wydłużenie w pewnym określonym czasie jest z jednej strony proporcjonalne do szybkości pełzania, z drugiej strony do zachodzącego zmniejszenia naprężenia.

A więc:

$$\frac{\vartheta\,\varepsilon}{\vartheta\,t}\,d\,t = -\lambda\,d\,p;$$

z równania (1) wynika:

$$-\varkappa \times C \times 10^{\frac{a-p}{b}} \times d\,p = d\,t;$$

$$t = \frac{\varkappa\ .\ b\,c}{l\,g\,n\ 10} \times 10^{\frac{a-p}{b}} + C,$$

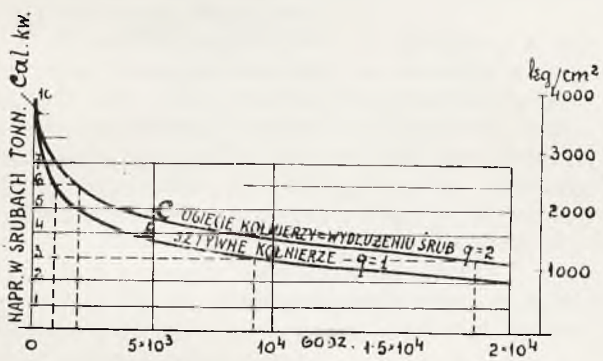
albo gdy założymy, iż w czasie

$$t = o \text{ jest } p = p_o$$

to:

$$p = a - b \times log\left[\frac{t\ lgn\ 10}{\varkappa\ .\ b\,c} - 10^{\frac{a-p_o}{b}}\right]$$

Taki spadek naprężeń w śrubach w zależności od czasu pokazuje krzywa „*B*“ na rys. 2.



Rys. 2

Istnieje oczywiście pewne graniczne naprężenie i związany z niem stopień pełzania, zależne jedynie od ciśnienia pary i jej temperatury; stanowią one okres szczelnego połączenia kołnierzy.

Zwrócimy uwagę na to, iż gwałtowny spadek naprężeń w śrubach pokazuje, iż wysokość wstępnych naprężeń nie wpływa wydatnie na długość czasu sprawnego funkcjonowania połączenia.

Przy założeniu zupełnej sztywności kołnierzy według Baumanna długość śrub łączących nie ma również wpływu na czas ich pracy, ze względu na pełzanie, gdyż zwiększonemu sprężystemu odkształceniu śrub towarzyszy wzrost trwałego, na skutek pełzania ich, wydłużania się.

W ogólności trwałość każdego połączenia, mogącego ulec zluźnieniu, wydatnie wzrośnie (stosuje się to również dla wszelkiego rodzaju osadzeń ze skurczem), jeżeli przez odpowiedni dobór wymiarów i materjałów na części współpracujące ze sobą zwiększymy ich zdolność do sprężystego poddawania się, pod warunkiem jednak, iż równocześnie nie wywołamy wzrostu pełzania.

Przy analizie warunków trwałości tego rodzaju połączeń należy zachować dużą ostrożność. Zwykłe metody obliczania naprężeń zawodzą, znajdują się one bowiem w nieustannym procesie wyrównawczym. Poprawność połączenia zależy od istnienia pewnych wstępnych odkształceń, naogół sprężystych.

Pełzanie i związany z tem przebieg wyrównywania się naprężeń w tworzywie powoduje w pierwszym okresie bardzo szybkie ich zmniejszenie się (wywołane na skutek pełzania, szybkim zanikiem wstępnych sprężystych odkształceń). Przynajmniej tych większych; stąd radykalna zmiana w obciążeniu materjału.

Dla każdego połączenia istnieją pewne naprężenia wstępne z któremi nie możemy zejść poniżej pewnej granicy, aby móc zachować pewną trwałość względnie szczelność połączenia. Z chwilą zatem, kiedy na skutek wyżej wspomnianego procesu wyrównawczego naprężenia wstępne obniżą się dostatecznie, połączenie przestanie normalnie funkcjonować i o ile nie jesteśmy w możności przywrócić tych naprężeń wstępnych, będziemy zmuszeni prawdopodobnie pewne części zespołu wymienić.

Już z powyższego możemy wywnioskować, iż nawet znając stopień pełzania materjałów, z których wykonano części połączenia, dokładne obliczenie czasu jego życia wymaga dość skomplikowanego procesu całkowego z naprężeń zmiennych w czasie.

Wracając w szczególności do omawianego już wypadku połączenia ze sobą kołnierzy rur parowych przeprowadza Baumann takie obliczenie, wychodząc z podstawowej krzywej „*B*“, odpowiadającej zupełnej sztywności kołnierzy.

Pragnąc teraz przejść na wykresie od krzywej „*B*“ do krzywej „*C*“, odpowiadającej wypadkowi, kiedy kołnierz rury nie jest doskonale sztywny, należy przemnożyć według Baumanna odciętą czasu, odpowiadającą dowolnej wartości naprężenia w śrubach, przez czynnik „*q*“, zależny jak się okazuje od wzajemnego stosunku stopnia pełzania „*p*“ kołnierzy i śrub.

Zależność taką ustalił Baumann

$$q = \frac{1 + n}{1 + p}$$

gdzie:

$$n = \frac{\text{strzałka ugięcia kołn.}}{\text{wydłużenie śruby}}$$

$$p = \frac{\text{stop. pełzania kołn.}}{\text{stop. pełzania śrub}}$$

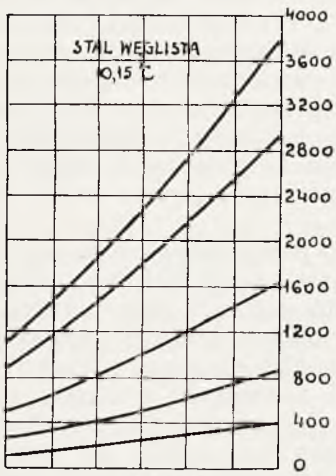
przyczem czynnik „*q*“ może być pewną miarą trwałości połączenia.

Zauważyć jednak należy, iż pełzanie kołnierzy rur pod wpływem ciągnącego działania

śrub łączących, ma przebieg mocno skomplikowany, gdyż naprężenia gnące występujące w kołnierzu stopniowo ujednostajniają się.

Wyliczenie, które Baumann dokonał opiera się na założeniu, iż stopień pełzania w kierunku naprężeń gnących zmienia się w zależności od ich natężenia według prawa rządzonego podobną zależnością w wypadku pełzania śrub rozciąganych.

Taką zależność dla stali węglistej o zawartości 0,15% *C*, używanej do wyrobu rur parowych i dla pewnej stali specjalnej *Cr — Ni — Mo*, używanej do wyrobu części pracujących w wysokich temperaturach, widzimy na rysunkach 3 i 4, przyczem na osi odciętych naniesiono nie stopień pełzania, a jego logarytm.



Rys. 3

Wykresy te, musimy nadmienić, są rezultatem badań z przed lat ośmiu.

Odnośnie do wartości wprowadzonego przez Baumanna czynnika „*q*" należy zanotować jego zmienność w czasie, ponieważ „*p*" związane z „*q*" pewną zależnością, jest również w czasie zmienne.

W ogólności ustalenie zależności czynnika „*p*" od czasu sprawia dużą trudność.

Ze wzoru ustalonego przez Baumanna można wysnuć wniosek, iż dla wypadku, gdy podatność do sprężystego poddania się naprężeniom śrub i kołnierzy łączących są jednakowe, czas prawidłowego funkcjonowania takiego połączenia podwaja się w stosunku do wypadku kołnierzy zupełnie sztywnych.

W dalszym ciągu swej pracy zastanawia się Baumann nad wpływem grubości kołnierzy osadzonych na rury na wartość czynnika „*q*" przyczem rozróżnia dwa wypadki:

a) śrub normalnych

b) śrub obtoczonych na średnicę rdzenia części nagwintowanej.

Ustalił się bowiem w praktyce konstrukcyjnej pogląd zupełnie zresztą fałszywy o dobrych skutkach takiego obtaczania śrub.

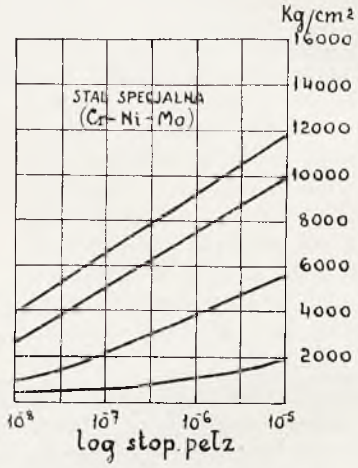
Z rezultatów obliczeń Baumanna wnioskujemy, iż okres trwania połączenia w wypadku zastosowania takich śrub zmniejsza się do połowy.

Z ciekawych rezultatów wspomnianych obliczeń podamy następujące:

1) czynnik „*q*" osiąga największą wartość dla pewnej określonej rachunkiem grubości kołnierzy (zależnej zresztą od średnicy wewnętrznej rury), których podatność do sprężystego poddania się naprężeniom jest wówczas dwa razy większa, niż śrub je łączących ($n=2$).

W miarę wzrostu grubości kołnierzy wartość „*q*" maleje powoli, aby osiągnąć wartość $q = 1$ dla kołnierzy bardzo sztywnych.

Wyniki rachunku zestawia Baumann w formie zespołu krzywych (co wskazuje



Rys. 4

rys. 5) uzależniających wartość czynnika „*q*" od grubości kołnierzy, przy danem naprężeniu rozciągającem śrub łączących.

Z rysunku widzimy, iż dla grubości kołnierzy powyżej wartości odpowiadającej maksymalnemu „*q*" wysokość naprężeń, któremi są śruby obciążone nie ma dużego wpływu na wartość „*q*" a wówczas jest on prawie niezależny w czasie.

Przeciwnie dla kołnierzy cieńszych zależy „*q*" bardzo silnie od wartości chwilowego obciążenia śrub, to zaś jak już wiadomo jest zmienne w czasie. W tym ostatnim zatem wypadku obliczenie czasu trwania połączenia będzie nieco bardziej skomplikowane.

Zwrócimy jednak uwagę na to, iż nie zawsze obliczenie połączenia pracującego w wysokiej temperaturze opierać należy na wyłuszczonej powyżej zasadzie.

Jest to mianowicie wypadek, kiedy przy nagrzewaniu połączenia do normalnej temperatury skutkiem niejednakowo szybkiego, lub też nawet niejednolitego nagrzewania się poszczególnych jego części wystąpią dodatkowe naprężenia.

Istotnie jeżeli podczas normalnej pracy kołnierze i śruby omawianego wyżej połącze-

nia posiadają jednakową temperaturę i jeżeli materjał, z którego te części wykonano, posiada ten sam spółczynnik rozszerzalności, wówczas żadne naprężenia nieprzewidziane w obliczeniu nie wystąpią.

Inna jednak będzie sprawa, gdy śruby w czasie nagrzewania się połączenia nie będą się nagrzewały dostatecznie szybko, względnie nigdy nie osiągną temperatury kołnierzy.

Wówczas napewno wystąpią dodatkowe naprężenia, które gdy granica odkształceń sprężystych zostanie przekroczona wywołują trwałe odkształcenie śrub, a nawet kołnierzy.

A ponieważ dzieje się to zwykle jeszcze w temperaturze znacznie niższej niż ta, która odpowiada normalnej pracy połączenia i ponieważ czas jego nagrzewania się jest dość krótki, więc zagadnienie pełzania materjału w tym wypadku odpadnie. Widzimy więc, iż często pełzanie materjału nie stanowi jedynej trudności w stosowaniu wysokich temperatur i jak trzeba być ostrożnym przy rozwiązywaniu podobnych zagadnień.

Z doświadczeń jakie poczyniono w ruchu nad przegrzewaczami w Mannheim wynika, iż dla wewnętrznego naprężenia w kołnierzu odpowiedni spadek temperatury można oszacować na 100°. Różnica zaś temperatur, której odpowiada różnica pomiędzy osiowem wydłużeniem się kołnierzy i śrub je łączących dosięga 80°. Przy obliczaniu naprężeń wynikłych z różnicy temperatur kołnierzy i śrub które je łączą należy uwzględnić również różnicę spółczynników rozszerzalności materjałów. Oznaczając przez

p_o — naprężenie wstępne śrub

p — naprężenie śrub

F — przekrój wszystkich śrub

L_o — długość śrub pomiędzy skrajnemi powierzchniami kołnierzy.

β_s i β_f — spółczynniki rozszerzalności cieplnej.

t_s i t_f — temperatury śrub i kołnierzy.

C — spółczynnik proporcjonalności pomiędzy siłą śruby $p \, . \, F$ i ugięciem kołnierza.

E — moduł sprężystości.

Możemy zestawić równanie

$$p = p_o - L_o \, . \, \frac{\beta_s \, t_s - \beta_f \, t_f}{\alpha \times F}$$

gdzie

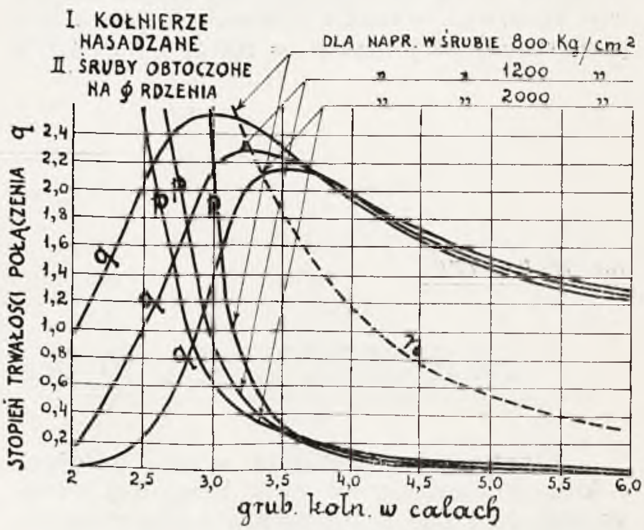
$$\alpha = \frac{1}{C} - \frac{L_o}{E \, . \, F}$$

Mierząc podczas rozruchu temperatury śrub i kołnierzy t_s i t_f i odmierzając je na osi odciętych pod sobą, zaś na osi rzędnych wielkość naprężenia „p" wyliczoną ze wzoru, otrzymujemy układ krzywych dla różnych „C".

Przebieg krzywych dla danych z pomiarów wykonanych w Mannheim wykazał, iż dla dodatkowych naprężeń jakie pojawią się w śrubach na skutek niejednakowego nagrzewania się śrub i kołnierzy podczas rozruchu, istotną rolę odgrywa elastyczność kołnierzy.

Dla kołnierzy zaś niedostatecznie elastycznych, przy dość dużych naprężeniach wstępnych, jakie wystąpią w śrubach przy silnem dokręceniu nakrętek, nie jest wykluczone chwilowe przekroczenie granicy płynności.

W bliskiej łączności z omawianemi zagadnieniami jest kwestja stałości temperatury w której połączenie ma pracować.



Rys. 5

Istotnie wszelkie wahania się temperatury są bardzo niekorzystne, a to z dwóch przyczyn:

a) niebezpieczeństwa powstawania dodatkowych naprężeń na skutek niejednakowego nagrzewania się rozmaitych elementów połączenia

b) zbyt niekorzystnych, a zatem nieekonomicznych warunków, jakie musimy założyć przy doborze materjałów.

Istotnie wiemy, że stopień pełzania wzrasta bardzo szybko ze wzrostem temperatury, a i wytrzymałość trwała tworzywa metalowego powyżej pewnej temperatury zmienia się znacznie przy niewielkich tej ostatniej wahaniach.

Projektując zatem połączenie uwzględnić musimy temperaturę, aczkolwiek nie maksymalną, prawdopodobnie jednak znacznie wyższą od normalnej.

Wiemy jednak doskonale, iż większość dzisiejszych urządzeń do wytwarzania pary,

dostarczają nam parę w rozmaitym stopniu przegrzania, zależnym najczęściej od stopnia obciążenia instalacji kotłowej. Im większe obciążenie kotła tem większe przegrzanie pary, tem ostrzejsze warunki pracy dla materjałów i tem mniej ekonomiczne ich wyzyskanie.

To wahanie się temperatury dostarczanej pary dość duże dla normalnych urządzeń kotłowych, powiększyło się znacznie w nowszych instalacjach, dostarczających wysokoprzegrzaną parę, albowiem znacznie powiększył się w bilansie kotła udział ciepła, użytkowanego w przegrzewaczu.

Widzimy więc, jak palącem jest zagadnienie budowy instalacyj kotłowych, w których przegrzanie pary mogłoby być automatycznie regulowane.

Na zakończenie pozwolimy sobie dorzucić kilka uwag do dyskusji nad zagadnieniem, czy stosować wysokie ciśnienie odpowiednio przegrzanej pary (np. $p = 100$ *at* i $t = 470^0$), czy umiarkowane ciśnienie pary bardzo wysoko przegrzanej (np. $p = 40$ *at* i $t = 600^0$).

Ujmując to zagadnienie jedynie pod kątem widzenia zachowania się tworzywa metalowego w bardzo wysokich temperaturach zauważymy, iż trudności konstrukcyjne rosną ze wzrastającemi wydłużeniami cieplnemi i ze zwiększoną skłonnością do pełzania. Ruch zostaje utrudniony z powodu konieczności zachowania większej ostrożności, dłuższego czasu rozruchu oraz większego niebezpieczeństwa przekroczenia temperatury przegrzania pary. Koszty wzrastają również niepomiernie przy stosowaniu bardzo wysokiej temperatury, gdyż wymaga ona stosowania specjalnych materjałów. Trudności konstrukcyjnego opanowania zwiększonych wydłużeń występują nie tylko w samej turbinie, ale i w rurociągu w jego połączeniach, oraz w nim samym np. konieczność stosowania licznych części elastycznych, co zwiększa koszta jego budowy kilkakrotnie.

Inż. M. DAUTER.

ELEKTROWNIA O NAPĘDZIE MOTOROWYM

Elektrownia obsługuje miasto położone o kilka kilometrów od stacji kolejowej, posiadające ok. 18000 mieszkańców i nie rozporządzające ani kanalizacją ani wodociągami, nagół mało uprzemysłowione, bo w swym obrębie posiada tylko cegelnię, młyn napędzany lokomobilą, browar, dwa tartaki i pozatem wiekszą fabrykę nasycania podkładów. Znacznym odbiorcą energji elektrycznej mogłyby być zakłady i instytucje wojskowe, które posiadają własną elektrownię.

Elektrownia stanowi własność miasta.

W starej elektrowni do kwietnia roku 1929 był ustawiony silnik Diesel'a mocy 210 *KM.* z generatorem o mocy 152 *kW.* Wobec tego, że elektrownia ta, jako twór czasów wojennych nie odpowiadała wymaganiom, a silnik wymagał naprawy, została ona przebudowana. Właściwie wybudowano nową elektrownię, stanął nowy gmach i nowe urządzenie elektromechaniczne, ponadto w znacznej mierze rozbudowano i przebudowano sieć, zmieniając druty żelazne na miedziane.

Wartość elektrowni szacowana jest na około 1.050.000 zł. na co składają się poszczególne pozycje:

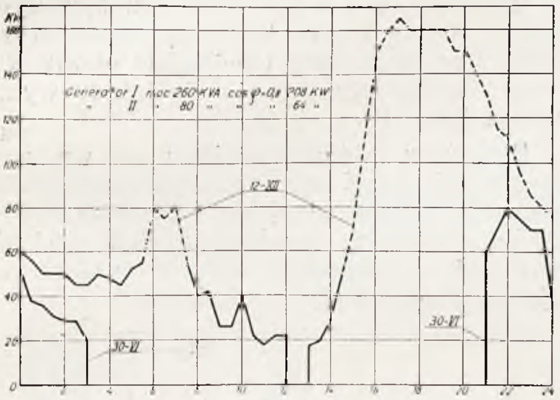
Budynki . . . . około	240.000 zł.
Maszyny i wewnętrzne urządzenia	480.000 „
Sieć	220.000 „
Dopływy	39.000 „
Liczniki	67.500 „
Razem	1.046.500 zł.

W kwietniu roku 1929 uruchomiono dwa nowe zespoły: silniki jeden o mocy 300 *KM* z trójfazowym generatorem na 260 *kVA* ($\cos \varphi = 0,8$), drugi o mocy 100 *KM* z generatorem 80 *KVA.* ($\cos \varphi = 0,8$).

Oba silniki są układu stojącego, bezsprężarkowe, dwusuwowe o działaniu jednostronnem, z wodzikami, budowy seryjnej, przyczem silnik 300 *KM* posiada sześć cylindrów, 100 *KM* dwa cylindry. Napęd silników — olej skalny. Każdy z silników posiada oprócz generatora na wale koło zamachowe. Silnik 300 *KM* pomiędzy kołem zamachowem a generatorem nie posiada łożyska, zaś silnik 100 *KM* takowe posiada. Wzbudnice na wspólnym z generatorem wale są zawieszone na kadłubie generatora.

Cylindry silników posiadają po 8 dysz do wtryskiwania paliwa pod ciśnieniem 52-72 *atn.* Chłodzenie wodą obejmuje cylindry, łbice i początek rury wydechowej. Regulacja obro-

tów odręczna. Woda do chłodzenia przechodzi ze studni artezyjskiej, doprowadzona jest do wysoko umieszczonego zbiornika i stamtąd spływa do chłodzenia silników. Smarowanie silników centralne, zużycie smarów wg. dostawców winno wynosić 0,18 *kg/h* dla dużego silnika i 0,06 *kg/h* dla silnika mniejszego. Wg. danych dostarczonych przez fabrykę budowy silników nagrzanie wody chłodzącej w silniku większym powinno wynosić 50° do 60° przy temperaturze początkowej 10°, a w małym do 50° — 60° przy temperaturze początkowej 15°, przyczem temperatura gazów spalinowych przy wylocie z cylindrów winna wynosić w dużym silniku 250° — 260°, a w małym 200° przy pełnem obciążeniu.



Rys. 1

Instalacja nie posiada serwomotorów przy silnikach i regulatora napięcia na tablicy, co umożliwiłoby samoczynną regulację obrotów zespołów i dałoby możność synchronizowania ich od tablicy — obecnie dokonywa się to odręcznie i wymaga udziału trzech osób w synchronizowaniu, przyczem synchronizacja jest bardzo utrudniona.

Każdy z silników jest bezpośrednio sprzężony z generatorem.

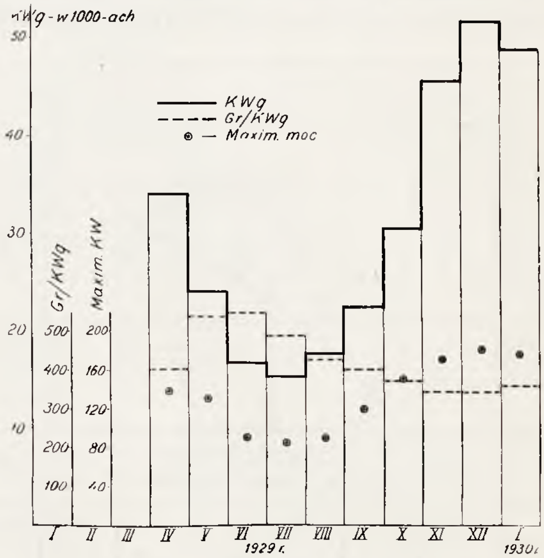
Charakterystyczne dane większej prądnicy: 50 okresów, 3300 *V*, 260 *kVA*, cos φ=0,8, n-300, 45,5*A*, połączenie w gwiazdę, wzbudnica *kW* 6,9, 115 *V*, 60 *A*

mniejszej prądnicy:

50 okr., 3300 *V*, 80 *kVA*, cos φ=0,8, n-300, 14 *A* połączenie w gwiazdę, wzbudnica *kW* 3,6 115 *V*, 31,5 *A*.

Sala maszynowa składa się z dwóch pomieszczeń rozdzielonych kolumnami, na wyższym poziomie umieszczona jest tablica rozdzielcza, na niższym poziomie ustawione są silniki. Wysokie napięcie jest wydzielone do specjalnego pomieszczenia w suterenach. Stary silnik i dwa nowe zajmują obecnie mniej więcej trzecią część maszynowni, z tego wynika, że przewidywane są daleko idące możliwości rozbudowy elektrowni, narazie może nawet zadaleko, gdyż kapitał uwięziony w przesadnie dużym gmachu wymaga amortyzacji i oprocentowania. Pod względem pomieszczeń potrzebnych dla siłowni, silniki Diesel'a mają to do siebie, że i budynek i teren mogą być odpowiednio mniejsze, a przeto i obciążenie każdej *kWh* kosztami kapitału jest mniejsze. W danym wypadku ta dodatnia strona stacji silnikowej nie jest wyzyskana.

Kolumny, które stanowią oparcie dla przekrycia pomiędzy właściwą maszynownią i tablicą rozdzielczą, przeszkadzają w porozumiewaniu się dyżurnego przy tablicy z dyżurnym przy silnikach, a to w obecnych warunkach jest tem ważniejsze dla elektrowni, że synchronizacja i regulowanie obrotów zespołów jest wykonywane odręcznie.



Rys. 2

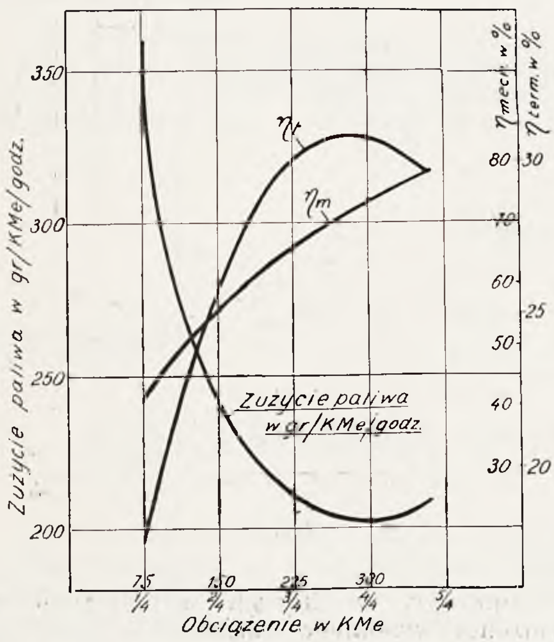
Sutereny, w których umieszczone są urządzenia wysokiego napięcia, są zbyt głęboko pod powierzchnią ziemi, na poziomie wody zaskórnej, dlatego daje się obserwować pojawianie się wody na podłodze tego pomieszczenia. Należało stację wybudować nieco wyżej, albo odwodnić teren. Konstrukcja żelazobetonowa stropów suterenowych styka się z fundamentami silników, wobec czego drgania silników udzielają się budynkowi.

Długość sieci niskiego napięcia wynosi 12 *km.*, wysokiego napięcia 4 *km.* Sieć niskiego napięcia częściowo jeszcze jest żelazna.

Na rys. 1 podane są krzywe wyprodukowanej energji w dniu o najmniejszem obciążeniu elektrowni 30 VI 29 r. i w dniu największego obciążenia 12 XII 29 r. Charakter krzywych świadczy wyraźnie, że elektrownia jest tymczasem prawie wyłącznie oświetleniową.

Głównem zadaniem elektrowni powinno być dążenie do wyrównania tej krzywej, a co za tem idzie praca przy możliwie pełnem *normalnem obciążeniu poszczególnych silników.* Te krzywe wykazują, że żaden z silników nie pracuje przy normalnem obciążeniu przez

dłuższy czas, wobec czego zużywa się paliwa znacznie więcej, niż przy obciążeniu normalnem. Na rys. 2 przytoczono krzywe wyprodukowanych *kWh* przez okres czasu od kwietnia r. 1929 do stycznia 1930 roku włącznie. Rys. ten zawiera również krzywą przeciętnego zużycia oleju gazowego na *kWh*. Zestawienie obu krzywych wykazuje, że w miarę wzrostu wyprodukowanych *kWh* spada zużycie paliwa na 1 *kWh*, co świadczy o pracy silników bliżej swej normalnej mocy. Przypuszczając, że w warunkach normalnej pracy elektrowni zawsze powinno być możliwe takie manipulowanie pracą silników, że będą one obciążone w granicach $^3/_4$ do $^4/_4$ swej mocy, widzimy, że zużycie paliwa wynosi od 340 *gr*. do 545 *gr*. na 1 *kWh*. Gwarantowane

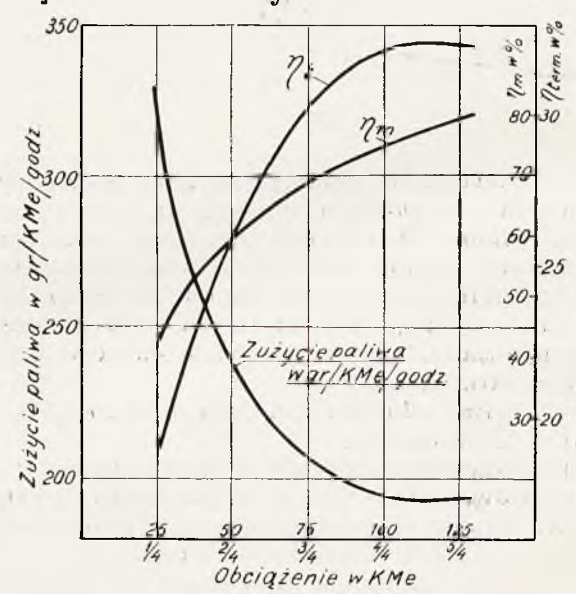


Rys. 3

zaś zużycie stanowi około 292 *gr*; odchylenie zużycia paliwa wzwyż od gwarantowanego od 16% do 86%. Przeciętnie za podany czas od kwietnia do stycznia zużycie paliwa wynosiło na 1 *kWh* 427,5 *gr*. to znaczy przeciętnie przekroczono w stosunku do gwarancji w granicach $^3/_4$ — $^4/_4$ mocy silników zużycie paliwa o 46,5%. Koszt 100 *kg* oleju gazowego france elektrownia wynosi 31 zł. 55 gr., więc koszt paliwa w omawianym czasokresie na wyprodukowaną *kWh* wynosił 13,5 groszy, w instalacji parowej koszt węgla na wyprodukowaną *kWh* wynosi przeciętnie około 8 — 10 groszy, spadając czasem w elektrowniach zbliżonych do omawianej przy napędzie pasem transmisyjnym nawet do 6,4 groszy na *kWh*; nie ulega wątpliwości, że gdyby omawiana elektrownia była wykonana jako parowa, to dałoby się osiągnąć cyfrę kosztów paliwa bliską do wymienionej wyżej dolnej granicy. Biorąc pod rozwagę, że w instalacjach parowych ilość zużytego opału waha się w zależności od odchyleń obciążenia od normalnego w znacznie mniejszych granicach, jak przy silnikach Diesel'a, jeszcze raz stwierdzić można jak iluzoryczna jest reklamowana oszczędność w elektrowniach o napędzie Diesel'ami. W naszych warunkach budowanie elektrowni o napędzie silnikami Diesel'a, jako o podstawowym, jest zazwyczaj anomalją — silniki te nadawałyby się jedynie do obsługi szczytów obciążenia, co ponadto ma tę zaletę, że kosztem stosunkowo niedużego nakładu podnosi się znacznie rozporządzalną moc elektrowni i posiada możność w razie rozwoju spożycia energji racjonalnego dobierania większych jednostek przy rozbudowie stacji.

Elektrownia posiada 1350 przyłączonych instalacji. W tej liczbie instalacyj jednożarówkowych jest około 200. Obciążenie elektrowni za czas ubiegły przedstawia się jak to wykazano w tablicy I[1]).

Powyższa tablica wyjaśnień nie wymaga, godnemi zaś uwagi są rubryki stosunku obciążenia w % do normalnej mocy poszczególnych silników, z których wynika, że duże zużycie paliwa jest w warunkach omawianej elektrowni zjawiskiem niestety normalnem.



Rys. 4

Każda elektrownia użyteczności publicznej dążyć powinna do dostarczania energji możliwie tanio. Zasada ta nie zawsze jest rozbieżna z interesem elektrowni. Podwyższenie taryfy godzi nieraz w interes elektrowni, zamiast dać spodziewaną podwyżkę dochodów. W ciągu ostatnich pięciu lat istnienia elektrowni zużycie energji w styczniu było zawsze większe od zużycia w grudniu poprzedniego roku.

Styczeń 1927 r. w stosunku do grudnia 26 r. dał zwyżkę energ. wypr. o 13%

[1]) Por. tabela 1, str. 159,

TABELA 1

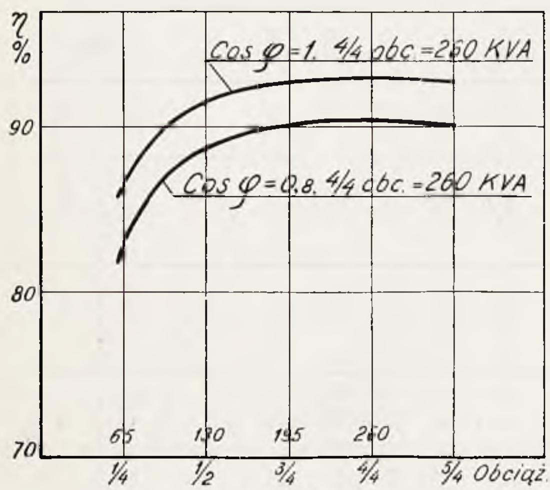
MIESIĄC	Silnik I 300 *KM*						Silnik II 80 *KM*						Razem			
	wyprodukowano energji *kWh*	zużycie oleju		ilość godz. pracy	przec. obciążenie	% norm. mocy	wyprodukowano energji *kWh*	zużycie oleju		ilość godz. pracy	przec. obciążenie	% norm mocy	wyprodukowano energji *kWh*	zużycie oleju		maksymalne obciążenie
		całkowite *kg*	na 1 *kWh* *gr*					całkowite *kg*	na 1 *kWh* *gr*					całkowite *kg*	na 1 *kWh* *gr*	
1929 r.																
Kwiecień 1 — 13	15065	4850	320	237	64	42,5	—	—	—	—	—	—	15065	4850	320	—
Kwiecień 13 — 30	18955	9050	480	320	59	28,4	—	—	—	—	—	—	18955	9050	480	137
Maj	23910	12780	535	490	49	23,5	—	—	—	—	—	—	23910	12780	535	130
Czerwiec	11458	6585	575	286	40	19,0	4936	2315	469	155	28	44,0	16394	8900	545	90
Lipiec	6590	3420	520	86	76	36,5	8654	4030	465	330	26	41,0	15244	7450	488	85
Sierpień	9380	4185	418	121	77	37,0	8327	3275	394	358	23	36,5	17707	7460	422	90
Wrzesień	13770	5350	390	151	91	43,7	8539	3550	416	396	22	34,4	22309	8900	400	120
Październik	21700	8100	374	168	129	62,0	10928	3900	358	405	27	42,2	32628	12000	368	150
Listopad	32180	11320	353	280	115	55,5	13140	4180	319	390	34	53,2	45320	15500	342	170
Grudzień	37980	13400	353	325	117	56,5	13411	4100	306	380	35	54,7	51391	17500	340	180
1930 r.																
Styczeń	24000	8750	365	213	113	54,5	8354	2680	320	242	34	53,0	32357	11430	355	175
	199923	82940	415	2440	81 5	39	76292	28030	370	2676	286	45,0	267215	110970	403	—

Styczeń 1928 r. w stosunku do grudnia 27 r. dał zwyżkę energ. wypr. o 60%

Styczeń 1929 r. w stosunku do grudnib 28 r. dał zwyżkę energ. wypr. o 0%

Styczeń 1929 roku nie wykazał zwyżki dlatego, że elektrownia sztucznie obniżyła wyprodukowaną energję wobec braku mocy zainstalowanej w maszynach. Od 1 stycznia 1930 roku taryfa została podwyższona i styczeń roku 1930 odrazu daje zniżkę wyprodukowanej energji o 7%, chociaż w roku 1930 na żądanie władz nawet zwiększono spożycie energji na oświetlenie ulic.

Narazie może podwyżka taryfy dała pewien nieznaczny plus, ale polityka wysokich taryf jest na dalszy dystans błędną i szkodliwą i dla elektrowni i dla konsumentów.



Rys. 5

Do 1 stycznia 1930 r. obowiązywała taryfa za oświetlenie 80 gr. za 1 *kWh*, od stycznia 1930 r. ułożono nową taryfę, a mianowicie:

za oświetlenie u konsumentów prywatnych 1 zł. za *kWh*

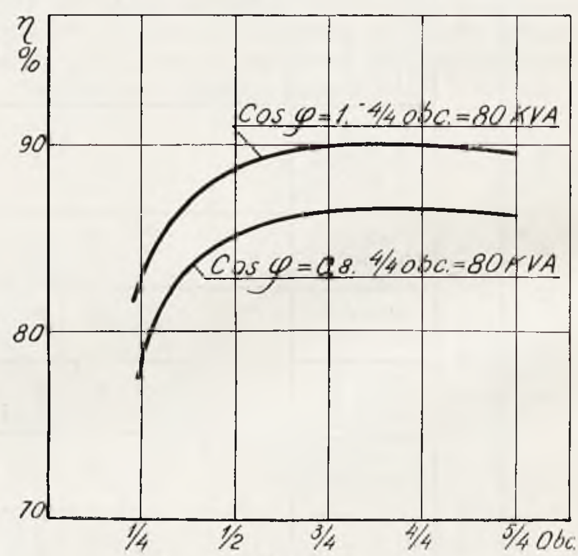
za oświetlenie u konsumentów urzędowych 0,75 zł. za *kWh*

za siłę zasadniczo 0,25 zł. za 1 *kWh* niezależnie od mocy zainstalowanego silnika przy pracy do 500 godzin.

przy pracy od	500 godz.	do 1000 godz.	20 gr.	za 1 *kWh*
„ „	1000 „	1500 „	17 „	„
„ „	1500 „	2000 „	13 „	„
„ „	2000 „	i wyżej	10 „	„

Zestawienie własnych kosztów 1-ej *kWh* wyprodukowanej i sprzedanej, licząc 20% strat od tablicy do spożywcy, wykazuje:

	na 1 *kWh* wyprodukowaną	na 1 *kWh* sprzedaną
Konserwacja	4,86 gr.	6,08 gr.
Robocizna	5,94 „	7,43 „
Wydatki rzeczowe (smary, paliwo, woda, oświetlenie samej el-ni i inne . . .	14,63 „	18,31 „
Administracja	4,57 „	5,72 „
Na eksploatację	30,0 gr.	37,54 gr.
Oprocentowanie kapitału	15 gr.	18,77 gr.
Amortyzacja	10 „	12,5 „
Koszty kapitału	25,0 gr.	31,27 gr.
Ogółem koszty	55,0 gr.	68,81 gr.



Rys. 6

Do braków el-ni należy zaliczyć brak suwnicy, co utrudnia i montaż i okresowe oględziny silników, a szczególnie cylindrów.

(D. n.).